

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

**Combination gearing for small wind and water power plants**

Patent Number: DE3714859  
Publication date: 1988-11-24  
Inventor(s): SCHOPF WALTER (DE)  
Applicant(s):: SCHOPF WALTER (DE)  
Requested Patent: ☐ DE3714859  
Application Number: DE19873714859 19870505  
Priority Number(s): DE19873714859 19870505  
IPC Classification: F03D9/00 ; F03B13/00  
EC Classification: F03B11/00, F03D11/02, F03D7/02D  
Equivalents:

---

**Abstract**

---

An infinitely-variable-speed gearing component with automatic speed control in the transmission path between the prime mover and the driven machine creates the preconditions for generating constant-frequency electricity for covering the base demand of an independent supply system (isolated operation). This provides the freedom and precondition for adjusting the speed of the prime mover to optimise output, so that efficient acquisition and conversion of this clean, renewable energy can occur. The integration of all components, including the prime mover and driven machine, or at least their bearing blocks, into or on a common gearbox results in a compact, weight-saving design with low capital costs. Further examples of characteristics of the invention are an automatic control device for the prime mover speed and loading, integrated into the gear train, which responds to deviations from a specified speed ratio between the speed of the prime mover and the speed of a reference rotor running substantially proportionally to the speed of the wind or water current; or the locating of a hydraulic pump as driven machine in a rigid transmission path, so that the supply of energy exceeding the base demand can be converted into heat and transferred to a heat exchanger or heat store.

---

Data supplied from the esp@cenet database - I2

①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑪ **DE 37 14859 A1**

⑤① Int. Cl. 4:  
**F03D 9/00**  
F 03 B 13/00

⑳ Aktenzeichen: P 37 14 859.1  
㉔ Anmeldetag: 5. 5. 87  
㉔③ Offenlegungstag: 24. 11. 88

*Handwritten signature: J. J. J. J.*

DE 37 14859 A1

⑦① Anmelder:  
Schopf, Walter, 6370 Oberursel, DE

⑦② Erfinder:  
gleich Anmelder

⑤④ **Getriebekombination für Wind- und Wasserkleinkraftwerksanlagen**

Eine im Übertragungspfad zwischen Kraft- und Arbeitsmaschine angeordnete Stufenlosgetriebekomponente mit Drehzahlregelung schafft die Voraussetzung für die Erzeugung von Strom konstanter Frequenz zur Deckung des Grundbedarfes eines autonomen Versorgungsnetzes (Inselbetrieb). Dadurch wird die Freiheit und Voraussetzung zu einer leistungsoptimierenden Anpassung der Kraftmaschinendrehzahl ermöglicht, wodurch eine effiziente Erfassung und Umsetzung dieser regenerativen sauberen Energie erfolgt.

Die Integration aller Komponenten in bzw. an einem gemeinsamen Getriebegehäuse einschließlich der Kraft- und Arbeitsmaschinen - zumindest deren Lagerbasen - bewirkt eine kompakte gewichtssparende Bauweise mit niedrigen Investitionskosten.

Weitere Beispiele von Erfindungsmerkmalen sind:

eine in das Getriebe integrierte Kraftmaschinendrehzahl- und Belastungsregeleinrichtung, die auf die Abweichung eines vorbestimmten Drehzahlverhältnisses zwischen der Kraftmaschinendrehzahl und der Drehzahl eines weitgehend mit der Wind- oder Wasserströmungsgeschwindigkeit proportional laufenden Reverenzrotors anspricht, oder die Anordnung einer Hydraulikpumpe als Arbeitsmaschine in einen starren Übertragungspfad, womit das den Grundbedarf überschreitende Energieangebot in Wärme umgesetzt und an einen Wärmetauscher oder -speicher übertragen wird.

DE 37 14859 A1

1. Getriebekombination für Wind- und Wasser-Kleinkraftwerksanlagen, bestehend im wesentlichen aus einer Kraftmaschine, Übersetzungsgetriebe und Übertragungselementen und einer oder mehreren Arbeitsmaschinen, dadurch gekennzeichnet, daß die Getriebekombination eine stufenlose Getriebekomponente (14, 15, 107, 206, 223), mit einer Regeleinrichtung zum weitgehenden Konstanthalten seiner Abtriebsbasis und mindestens eines der folgenden Konstruktionsmerkmale aufweist:

- a) das Getriebegehäuse der stufenlosen Getriebekomponenten mit dem einer feststufigen Getriebekomponente (1, 169, 206, 232) als Baueinheit ausgebildet ist und eine Lagerbasis für einen Kraftmaschinenrotor (6, 241) aufweist;
- b) das Getriebegehäuse (1, 206, 170, 233) eine Anflanschbasis (3, 171, 207) für mindestens eine Arbeitsmaschine aufweist;
- c) bei Windkraftwerksanlagen das Getriebegehäuse (1, 102) eine Lagerbasis (4) für die horizontale Schwenkeinrichtung aufweist;
- d) im Getriebegehäuse Regel-, Verstell- und Servoeinrichtungen (25, 28, 182, 216–224, 238, 250, 251, 264, 280) zum leistungsoptimierenden Anpassen der Kraftmaschinendrehzahl an die Strömungsgeschwindigkeit des energieliefernden Mediums Wind- oder Wasser angeordnet sind;
- e) am Getriebegehäuse eine weitere Lagerbasis für einen zweiten, bevorzugt Reverenz- oder Servoaufgaben dienendem zweiten Kraftmaschinenrotor (30, 126, 137, 278) angeordnet ist;
- f) im Getriebegehäuse eine mit dem Kraftpfad verbundene Schwungmasse (49, 172) angeordnet ist.

2. Getriebekombination für Wind- und Wasser-Kleinkraftwerksanlagen, bestehend im wesentlichen aus einer Kraftmaschine, Übersetzungsgetriebe und Übertragungselementen und einer oder mehreren Arbeitsmaschinen, dadurch gekennzeichnet, daß in oder an einen gemeinsamen Getriebegehäuse mindestens zwei Arbeitsmaschinen angeordnet sind, wobei eine davon ein elektrischer Generator (234, 263) ist, eine zweite Arbeitsmaschine eine Hydraulikpumpe (235, 265) ist, ferner am oder im Getriebe eine Regel- oder Steuereinrichtung (245, 264) zur Belastungsregelung der Hydraulikpumpe (235, 265) angeordnet ist.

3. Getriebekombination für Wind- und Wasser-Kleinkraftwerksanlagen, bestehend im wesentlichen aus einer Kraftmaschine, Übersetzungsgetriebe und Übertragungselementen und einer oder mehreren Arbeitsmaschinen, dadurch gekennzeichnet, daß das in oder an einen Getriebegehäuse (270) eine Kraftmaschine (271) oder deren Rotorlagerbase an geordnet ist, ferner im Kraftpfad zwischen Kraft- und Arbeitsmaschine sich eine Stufenlosgetriebekomponente (272) befindet mit einer Übersetzungsregeleinrichtung (238, 280) derart, daß bei Abweichung eines vorbestimmten Geschwindigkeitsverhältnisses zwischen der Kraftma-

schinendrehzahl und der Strömungsgeschwindigkeit des treibenden Mediums die Übersetzung des stufenlosen Getriebes so verändert wird, daß die Kraftmaschine in einen leistungsoptimalen Drehzahlbereich gezwungen wird.

4. Getriebekombination nach Anspruch 1 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß die stufenlosen Getriebekomponenten aus Kegelscheibenumschlingungsgetrieben bestehen.

5. Getriebekombination nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die im Getriebe angeordnete Schwungmasse (49) über ein Überlagerungsgetriebe (52–55) mit dem Kraftpfad verbunden ist, welches so geartet ist, daß bei niedriger Kraftmaschinendrehzahl das Übersetzungsverhältnis im Verbindungspfad zum Kraftpfad höher ist als bei hoher Kraftmaschinendrehzahl.

6. Getriebekombination nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Stufengetriebe (28) für den Antrieb der Stufenlosgetriebekomponente (14, 145) das Verbindungsgetriebe (52, 53, 54, 55) zur Schwungmasse (49) sowie ein Differentialgetriebe (56, 57, 58) für die Umsetzung von Drehzahldifferenzen zwischen des Kraftmaschinenrotoren (22, 30) in Stellgrößen aus Planetengetrieben bestehen, die als Mehrfachplanetengetriebe – wie z. B. in Fig. 2 – zu einer Baueinheit zusammengefaßt sind.

7. Getriebekombination nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß Stell- oder Steuerorgane der im Getriebegehäuse (1, 25, 27, 56, 58, 230, 238, 260) angeordneten Regel- oder Stelleinrichtung zum Anpassen der Kraftmaschinendrehzahl nach einem vorbestimmten Drehzahlverhältnis an die Wind- oder Wasserströmungsgeschwindigkeit aus zwei jeweils auf einer drehzahlproportionalen Basis des Kraftmaschinenläufers (25, 240) und eines Referenzläufers (29, 227, 239) sitzenden Mechanismen besteht, die miteinander in einer derartigen Funktionsweise stehen, daß bei Überschreiten einer vorbestimmten Differenzgeschwindigkeit der beiden Basen eine Stell- oder Regelbewegung ausgeübt wird, wobei beispielsweise diese Mechanismen aus einer in der Kraftmaschinenrotorwelle (241) angeordneten Gewindekulisse (242) und einer damit im Eingriff stehenden, referenzrotorfesten Gewindespindel (239) besteht, oder aus einem Überlagerungsgetriebe (28, 56–58), dessen beide Eingangspfade (56, 58) mit dem Kraftmaschinenrotor (6) und Referenzrotor (29) verbunden sind und der Ausgangspfad (57) mit einem Stellorgan (25, 243) verbunden ist.

8. Getriebekombination nach Anspruch 1 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Stelleinrichtung auf die Rotorblattverstelleinrichtung einer Windkraftmaschine (22, 119) einwirkt.

9. Getriebekombination nach Anspruch 1 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Stelleinrichtung (25, 238) auf die Leit- oder Laufschaufelverstelleinrichtung einer Wasserkraftmaschine einwirkt.

10. Getriebekombination nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Stelleinrichtung (238) eine Belastungsregeleinrichtung (245, 264, 280) zugeordnet ist.

11. Getriebekombination nach Anspruch 1, 2, 3 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Belastungsregeleinrichtung ein hydraulisches Druckregelorgan (245, 264, 280) ist.

12. Getriebekombination nach Anspruch 1, 2 und 3,

dadurch gekennzeichnet, daß Steuer- oder Stellorgane zur Drehzahlregelung aus Fliehkraftregler (269) bestehen.

13. Getriebekombination nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Regel- und Verstelleinrichtung zum Anpassen und Abstimmen der Strömungs- und Kraftmaschinendrehzahl zueinander aus einer gemäß den Anspruch 7 bestehenden Steuer- und Stelleinrichtung besteht, die auf eine im Zuflußkanal einer Wasserkraftmaschine angeordneten Drosselvorrichtung (250) einwirkt.

14. Getriebekombination nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß der bevorzugt als Referenzläufer ausgeführte, zu Steuer- oder Servoaufgaben dienende zweite Kraftmaschinenrotor (30, 126, 237) innerhalb des Haupt-Kraftmaschinenrotors (22, 119, 236) angeordnet bzw. gelagert ist.

15. Getriebekombination nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Regeleinrichtung zur Belastungsregelung der Hydropumpe (235, 265) aus einer generatordrehzahlgesteuerten Einrichtung besteht, die auf ein im Pumpenabfluß angeordnetes Druckregelventil (245, 264) einwirkt.

16. Getriebekombination nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die generatordrehzahlsteuernde Regeleinrichtung aus einem Fliehkraftregler (269) besteht.

17. Getriebekombination nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die generatordrehzahl erfassende Regeleinrichtung aus einer frequenzumformenden Elektronik-Komponente und das Stellglied aus einem Proportional-Stellmagneten besteht.

18. Getriebekombination nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß eine Steuereinrichtung (149, 150, 266) zum Zu- und Abschalten von rangunterschiedlichen Verbraucherkreisen eine Regeleinrichtung (155, 269) zugeordnet ist, die das Funktionsmerkmal aufweist, daß sie bei Unterschreiten eines vorbestimmten Geschwindigkeitsverhältnisses zwischen Kraftmaschinengeschwindigkeit und Strömungsgeschwindigkeit des antreibenden Mediums einzelne Verbraucherkreise (144, 145, 267, 268) abschaltet.

19. Getriebekombination nach Anspruch 1, 2, 3 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Regeleinrichtung zum Abschalten rangunterschiedlicher Verbraucherkreise aus den in Anspruch 7 angeführten Ausführungsmerkmalen besteht.

20. Getriebekombination nach Anspruch 1 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Regeleinrichtung zum Abschalten rangunterschiedlicher Verbraucherkreise aus einer, das Verhältnis beider Geschwindigkeiten erfassender Elektronikkomponente und einem elektrischen Stellglied besteht.

21. Getriebekombination nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Referenzarbeitsmaschine eine kleine, weitgehend Steuer- und Servoaufgaben dienende Hydraulikpumpe (21, 129, 282) antreibt.

22. Getriebekombination nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß die am Referenzläufer angeordnete Pumpe (21, 129, 282) eine Haltebremse (13, 132, 84, 281) versorgt, welche für den Betrieb "gelüftet" werden muß und ein Steuerelement (283) mit folgenden Funktionsmerkmalen angeordnet ist:

- a) bei Unterschreiten einer vorbestimmten unteren Betriebsdrehzahl bzw. Windgeschwindigkeit wird die Bremse (13, 132, 281) aktiv;
- b) im Bereich eines vorbestimmten Windgeschwindigkeitsbereiches wird die Bremse gelüftet;
- c) nach Überschreiten einer vorbestimmten Windgeschwindigkeit wird die Bremse wieder aktiv.

23. Getriebekombination nach Anspruch 1, 2 und 15, dadurch gekennzeichnet, daß das von der Hydraulikpumpe (235, 265) geförderte Druckmedium — zumindest ein Teil davon — einen Wärmetauscher (246) zugeführt wird.

#### Beschreibung

Getriebekombination zum Übertragen und Wandeln von Drehzahl und Drehmoment zwischen Kraft- und Arbeitsmaschine in Wind- und Wasser-Kleinkraftwerksanlagen mit Einrichtungen zur Regelung der Generator-drehzahl sowie zur leistungsoptimierenden Anpassung der Kraftmaschinendrehzahl an die Strömungsgeschwindigkeit des Antriebsmediums Wind oder Wasser.

Bei Nutzung regenerativer, "sauberer" Energie wie Wind- und Wasserkraft und deren Umsetzung in elektrische Energie ist besonders die Effizienz der Erfassung und Umwandlung, aber auch die Anlagenkostenminimierung von besonderem Interesse. Auch sind die Betriebssicherheit und Langlebigkeit der Anlage und deren Komponenten ein wichtiges Auswahlkriterium und mit entscheidend für die Wirtschaftlichkeit solcher Konzeptionen.

Bekannte, häufig verbreitete, besonders in "Windfarmen" eingesetzte Antriebskonzeptionen bestehen zum Beispiel aus Windturbine, Stufengetriebe und Elektrogenerator, der in ein vorhandenes Netz speist und von diesem auch drehzahlmäßig stabilisiert wird. Der effektiven Umsetzung der Windenergie in kinetische Energie wird dabei aber in keiner Weise Rechnung getragen, da das Verhältnis der Rotorblattgeschwindigkeiten zur Strömungsgeschwindigkeit, welches nur in einem bestimmten Bereich eine optimale Energieumsetzung ermöglicht, nicht berücksichtigt bzw. den jeweiligen Windverhältnissen angepaßt wird.

Für die autarke Versorgung regionaler Versorgungsnetze werden weitgehend konstante Generator-drehzahlen gefordert. Eine Möglichkeit der Drehzahlregelung besteht dazu im "Anpassen" der Schaufelstellung. Solche Regelsysteme sind jedoch sehr träge und ungenau. Außerdem wirken sich — besonders im unteren Drehzahlgebiet — die in der Höhe unterschiedlichen Strömungsverhältnisse aus; der Drehbewegung des Rotors wird dadurch eine Ungleichförmigkeit aufgezwungen.

Praktisch bewährt haben sich auch Lastregelungen. Damit kann bei starrer Verbindung Kraftmaschine-Arbeitsmaschine, z. B. bei Windturbinenantrieb durch die Belastung die ganze Maschinenkombination auf die gewünschte Generator-drehzahl oder auf eine angestrebte Kraftmaschinenläuferdrehzahl gezwungen werden. Solche (zwar einfache) Drehzahlregelungen werden aber den Erfordernissen einer effizienten Umsetzung der Windenergie in mechanische Energie ebenfalls nicht gerecht.

Allgemein sind solche Niederdruckkraftmaschinen-

Kraftwerksanlagen dann effektiv, wenn einerseits eine variable Übertragungskomponente zwischen Kraft- und Arbeitsmaschine zum Konstanthalten der Generatordrehzahl angeordnet ist, und andererseits die Möglichkeit zu einer leistungsmaximierenden Geschwindigkeitsregelung der Kraftmaschine besteht. Die Antriebstechnik bietet bereits zum Konstanthalten der Generatordrehzahl geeignete drehzahlgeregelte Getriebe an. Z. B. mechanische "Generatorantriebe", die sich auch schon bei Kleinwasserkraft-Pilotprojekten bewährt haben. Auch ist der Einsatz hydrostatischer Regelgetriebe in Windkraftversuchsprojekten bekannt. Letzterenfalls sind noch relativ aufwendige zusätzliche Regel- und Steuereinrichtungen erforderlich. Beim Einsatz solcher separater Getriebekonzeptionen, die noch weitere Verbindungs- und Übertragungselemente erfordern, ist der Bau- und Investitionsaufwand relativ groß. Beim Einsatz einer Kraftmaschinen-Drehzahlregelung kommen deren Einrichtungen noch hinzu, was besonders bei separater Anordnungsweise die Gesamtkosten solcher Objekte wesentlich steigert.

Ein besonderer, zu beachtender Nachteil bei Windkraftanlagen ist der sehr starke Einfluß der sehr unterschiedlich auftretenden Windgeschwindigkeiten auf die Leistungsfähigkeit und Standzeiten bzw. Lebensdauer solcher Anlagen bzw. deren Aggregate und Bauelemente.

Geringe Verlustleistungen durch den Einsatz kleiner Komponenten zur effizienten Gewinnung einer "Grundleistung" bei niedrigen Windgeschwindigkeiten einerseits und dadurch bedingte Überlastungsgefahr und Kurzlebigkeit andererseits sind hier zwei konträre Konsequenzen. Generell ist bei der Versorgung autarker Verbraucher und -kreise die Bereitstellung einer gewissen Menge "sauberer" elektrischer Energie, d. h. mit konstanter Frequenz, z. B. für Elektrogeräte zur Haushaltsführung, und dies bereits bei relativ niedriger Windgeschwindigkeit, eine Grundforderung. Auch sollten die sporadisch auftretenden Energiespitzen auch in minderwertigerer Form verwertet werden können, z. B. für Heizzwecke oder zur elektrolytischen Wasserstoffgewinnung.

Aufgabe und Zweck vorliegenden Erfindungsgedankens ist die Schaffung von Antriebs- und Getriebekonzeptionen für Wind- und Wasserkleinkraftwerksanlagen die vorstehende technische Nachteile vernindern oder vermeiden und die herkömmlicherweise relativ hohen Investitionskosten zu reduzieren. Besonderes Ziel ist eine kompakte und gewichtserleichternde Bauweise, die auf Türmen angeordneten Windkraftwerken besonders relevant ist, sowie eine effiziente Erfassung und Umsetzung der regenerativen Energieformen.

Die Lösung besteht in den in den Ansprüchen angeführten Konstruktions- und Ausführungsmerkmalen.

Die wesentlichen Nutzeffekte und Vorteile bestehen darin:

- die Zusammenfassung und Integration der wesentlichsten Komponenten einschließlich der Kraft- und Arbeitsmaschinen in bzw. an einem Getriebegehäuse stellt eine ökonomisch günstige und kompakte Lösung dar, weiterhin wird dadurch der Montageaufwand, somit auch der Unterbau (besonders der Turm bei Windkraftwerken) verringert und verbilligt.
- stufenlose Getriebekomponenten ermöglichen wegen der Frequenztreue des erzeugten Stromes die Versorgung autarker Netze (Inselbetrieb) und

durch die Anpassungsfreiheit der Kraftmaschinen-drehzahl an die jeweiligen Strömungsgeschwindigkeiten des energieführenden Mediums eine effiziente Erfassung und Umsetzung solcher Energien,

— getrennte, robuste Leistungspfade für die sporadisch anfallenden Energiespitzen ermöglichen eine schwächere Auslegung des geregelten Leistungspfad, wodurch dieser Anlagenteil verbilligt und durch die begrenzte Belastung dennoch die Lebensdauer gesteigert wird.

— die Kombination verschiedener Elemente und Komponenten zu einer Einheit, z. B. mehrere Planetenstufen zu einem Mehrfachplanetengetriebe bewirkt ebenfalls eine Reduktion des Bauaufwandes.

Spezifische Vorteile der unterschiedlichern Ausführungsbeispiele sind unter deren Beschreibungen vermerkt.

#### Ausführungsbeispiel

Fig. 1

Längsschnitt einer erfindungsgemäßen Getriebekomposition mit einem Planetenstufengetriebe und einem stufenlosen Kegelscheibenumschlingungsgetriebe im Übertragungspfad, einer im Getriebegehäuse integrierten Windturbinenlagerbasis mit einem Reverenz- bzw. Servo- und Regelaufgaben dienenden zweiten kleinen Windrotor, sowie einer am gemeinsamen Getriebegehäuse angeordneten Generatorsitz und Getr.-Schwenkbasis.

Fig. 2

Idealisierte Darsellung der Kraftpfade einer erfindungsgemäßen Windturbinen-Getriebeanordnung, bestehend aus:

- a) einem Planeten-Übersetzungsgetriebe zur Steigerung der Eingangs-drehzahl des stufenlosen Getriebes
- b) einem Planeten-Überlagerungsgetriebe zum Antrieb einer die Drehbewegung vergleichmäßigenden Schwungmasse, wobei besonders bei niedriger Windturbinendrehzahl die Schwungrad-drehzahl erhöht wird;
- c) einem weiteren Überlagerungsgetriebe für den Verstellantrieb zum selbstregelnden Verstellen der Turbinenflügel.

Fig. 3 bis 5

Geschwindigkeits-Strahlendiagramme zu Fig. 2, wobei Fig. 3 der Funktionsbeschreibung der Komponente a Fig. 4 der Funktionsbeschreibung der Komponente b Fig. 5 der Funktionsbeschreibung der Komponente c dient.

Fig. 6

Schemadarstellung einer Windkraftanlage mit einem Überlagerungsgetriebe und zwei elektr. Generatoren und einen Windturbinen-Referenzläufer, sowie einer integrierten Turbinenflügelverstellereinrichtung.

Fig. 7

Schemadarstellung einer Kleinwasserkraftanlage mit einem mittelschlechtigen Wasserrad.

Fig. 8

Schemadarstellung einer Klein-Wasserkraftanlage mit verschiedenen alternativen Sensor- und Regeleinrichtungen.

Fig. 9

Schemadarstellung einer Wasserkraftmaschinen-Getriebekombination mit einer Ossbergerwasserturbine und zwei Arbeitsmaschinen, letztere bestehend aus einem Elektrogenerator an einen drehzahlgeregelten Übertragungspfad sowie einer Hydraulikpumpe in einen starren Übertragungspfad und einer kraftmaschinendrehzahloptimierenden Belastungsregelung.

Fig. 10

Modifizierte Schemadarstellung von Fig. 9 mit einer Zuflußmengenregulierung.

Fig. 11

Schemadarstellung eines Stufengetriebes für Klein-Wind- oder Wasserkraftanlagen zur Erzeugung von Elektrizität mit zwei Arbeitsmaschinen: einen Generator und einer Hydraulikpumpe mit Belastungsregeleinrichtung zur Drehzahlregelung der gesamten Anlage.

Fig. 12

Schemadarstellung eines Getriebes mit einer Stufenlosgetriebekomponente und einer, auf zweckentsprechender Übersetzungsanpassung basierenden Leistungsregelung für bevorzugt externe Arbeitsmaschine wie z. B. Pumpen.

Beschreibung zu den Ausführungsbeispielen

Fig. 1

Getriebegehäuse 1 bildet die Grundbasis der Windkraftanlage. An bzw. in ihm befinden sich die Windturbinenlagerbasen 2, die Generatoranflanschbasis 3 sowie die Drehbasis 4 des Gehäuses selbst zum Nachführen an die Windrichtung, sowie die Lagerbasis 5 des dafür erforderlichen Seitenwindflügels. An die Windturbinenwelle 6 schließt sich im Gehäuseinneren zur Steigerung der Drehzahl ein Planetengetriebe an mit dem äußeren Sonnenrad 7, dem verdrehfesten Planetensteg 8 mit den Planetenrädern 9, welche mit dem inneren Sonnenrad 10 im Eingriff stehen. Letzteres steht über dem daran verdrehfesten Zahnrad 11 mit dem auf der Welle 12, der Kegelscheibe 14 sitzenden Zahnrad 16 in Verbindung und führt über Kegelscheibe 15 und Zahnrad 19 zum Generator 20.

In den Wellennabe 21 befinden sich die verdrehbar gelagerten Rotorblätter 22a, b, mit dem Verstellgestänge 23, welches durch eine axial verstellbare Hülse 24 betätigt wird. Diese erfährt ihre Axialbewegung über die Gewindeklötze 25, welche wiederum auf der als Gewindespindel 26 ausgebildeten, in der Turbinenwelle 6 sitzenden weiteren Hohlwelle 27 angeordnet sind. Diese

Hohlwelle 27 ist mit dem Steg eines weiteren unter Fig. 2 und 5 näher beschriebenen Planetengetriebes 28 verbunden, welches eine Verstelldrehbewegung dann einleitet, wenn eine Abweichung eines vorbestimmten Geschwindigkeitsverhältnisses zwischen Laufschaufelumfängsgeschwindigkeit und Strömungsgeschwindigkeit des antreibenden Mediums vorliegt. Dafür befindet sich in der hohlen Turbinenwelle 6 die Welle 29 mit einem im Zentrum der Kraftmaschine bzw. davorgesetzten Referenz-Windrotor 30 zur Erfassung der Windgeschwindigkeit. Der Blattanstellwinkel kann somit alleine nach leistungsoptimierenden Kriterien gewählt und nachgeführt werden. Die Generatordrehzahl wird durch das drehzahlgeregelte stufenlose Getriebe 14, 15 konstant gehalten.

Die wesentlichen spezifischen Vorteile dieser erfindungsgemäßen Ausführungskonzeption sind:

— durch konstante Generatordrehzahlregelung kann die Kraftmaschinendrehzahl leistungsoptimierend angepasst werden.

— die Referenz-Kraftmaschine stellt außer für die Regelvorgänge erforderliche Istwertmeldungen auch Servo- und in gewissem Maße noch Notversorgungsaufgaben sicher.

Zu Fig. 2

Mehrfachplanetengetriebe:

a) Zur Drehzahlsteigerung eines oder mehrerer Antriebspfade. Der Antrieb erfolgt über die Kraftmaschinenwelle 6, Planetensteg 45, Planetenrad 46, einem inneren Sonnenrad 47, einem daran verdrehfesten Zahnrad 48 zum antreibenden Zahnrad 12, welches wiederum die Übertragungsbase zu einer Arbeitsmaschine bildet.

b) Zur Drehzahlsteigerung einer Schwungmasse 49 zur Stabilisierung der Drehbewegung im niedrigen Drehzahlbereich der Kraftmaschine. Das mit der Kraftmaschinenwelle 6 verdrehfeste äußere Sonnenrad 50 führt den Kraftfluß über Planetenrad 51, welches auf einem Planetensteg 52 sitzt, über ein weiteres inneres Sonnenrad 73 und Stegzapfen 53 zum inneren Sonnenrad 55 des Schwungrades 49. Die Abstützbasis des Planetenrades 51 bildet das innere Sonnenrad 73 auf Welle 74, welche wiederum mit der konstant laufenden Welle eines Regelgetriebes in Verbindung steht.

c) Zur automatischen Verstellung und Regelung der Turbinenblatt-Verstellmechanismen (z. B. für Pos. 28 in Fig. 1). Das äußere, mit der Kraftmaschinenwelle 6 verbundene Sonnenrad 56 steht mit Planetenrad 91 im Eingriff. Dieses ist auf Planetensteg 57 gelagert, welcher an der Hohlwelle 27, dem Verstellantrieb angeordnet ist. Weiterhin steht Planetenrad 91 mit dem inneren Sonnenrad 58 im Eingriff, welches wiederum mit einer Referenzläuferwelle 29 verbunden ist.

Zu Fig. 3

Hierbei sind Pos. 60, 61 extreme Antriebswinkelgeschwindigkeitsvektoren der Antreibswelle 6 bzw. des Steges 45

Pos. 62, 63 die zugeordneten Winkelgeschwindigkeitsvektoren des Planetenrades 46 um den Fixpunkt 64, welche dem inneren Sonnenrad 47 und dem damit ver-

bundenen Zahnrad 48 über Wälzpunkt 65 die Winkelgeschwindigkeit verleiht, wodurch aus Wälzpunkt 68 Zahnrad 12 um seine Drehachse die Winkelgeschwindigkeit 69/70 aufgezungen bekommt.

#### Zu Fig. 4

Pos. 71, 72 sind extreme Antriebsgeschwindigkeitsvektoren am äußeren Sonnenrad 50, Pos. 75 der Winkelgeschwindigkeitsvektor eines mit dem konstant laufenden Ausgangspfad eines Regelgetriebes verbundenen Sonnenrades 73.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Wälzpunktes 76 verleiht dem Planetensteg 52 die Winkelgeschwindigkeiten 77, 78, wodurch Planetenrad 54 um den Fixpunkt 79 die Winkelgeschwindigkeit 80/81 erfährt.

Über Eingriffspunkt 82 bekommt das innere Sonnenrad 55 und somit die damit verdrehfeste Schwungmasse 49 die Winkelgeschwindigkeit 83/84 aufgezungen.

Der Vorteil dieser erfindungsgemäßen Planetenanordnung besteht darin, daß sie bei einer niedrigen Antriebsgeschwindigkeit 71 eine hohe Schwungradrehzahl 83 und bei einer hohen Antriebsdrehzahl 72 eine mäßige, bzw. eine unwesentlich erhöhte Schwungradrehzahl bewirkt. Dadurch wird bei niedrigen, ungleichmäßigen bzw. ungleichförmigen Antriebsdrehzahlen die Arbeits- und Kraftmaschinendrehbewegung stabilisiert, ohne daß bei hohen Antriebsdrehzahlen diese Partie zu schnell läuft. Dies wirkt sich auch vorteilhaft auf die Auslegungsbedingungen aus, bezüglich Geschwindigkeit und Momentbelastung entstehen keine besonderen Anforderungen.

#### Zu Fig. 5

Pos. 85 ist der Winkelgeschwindigkeitsvektor des kraftmaschinenwellenfesten äußeren Sonnenrades 56, Pos. 86 ist der Winkelgeschwindigkeitsvektor des referenzradfesten inneren Sonnenrades 58.

Das Planetenverhältnis ist vorteilhafterweise so angelegt, daß bei einem vorbestimmten, einzuhaltenden Drehgeschwindigkeitsverhältnis zwischen den kraft- und arbeitsmaschinenidentischen Basen 56 und 58 z. B.  $\omega_{56}/\omega_{58}$  0,5—0,6 beträgt, die Winkelgeschwindigkeit des Steges 57 und somit auch der Hohlwelle 27 Null beträgt. Ändert sich z. B. die Arbeitsturbingengeschwindigkeit 85 um den Betrag  $+\Delta\omega_{56}$  = Pos. 87, erfährt der Steg 57 und somit der Rotorblattverstellantrieb 27 eine Winkelgeschwindigkeitsänderung zu  $+\Delta\omega_{57}$  = Pos. 88. Vermindert sich 85 um 89, erfährt der Planetensteg 57 eine Verstellbewegung um  $-\Delta\omega_{57}$  = Pos. 90.

Vorliegende erfindungsgemäße Verstellantriebsausführung stellt eine sichere, einfache und robuste Konzeption dar, die ohne zusätzliche bzw. fremde Servo-Betätigungs- und Steuereinrichtungen arbeitet.

Durch Zusammenfassung aller drei Planetensysteme zu einer Baueinheit läßt sich eine konstruktiv günstige Lösung erzielen.

#### Ausführungsbeispiel

#### Fig. 7

Das als mittelschlächtiges Zellrad ausgebildete Wasserrad 160 mit seinen Kammern bzw. Zellen 161 nutzt sowohl die Gewichtswirkung als auch die Impulskraft (Geschwindigkeitsenergie) des durch die Rinne 162 ankommenden Wassers aus. Die Zuflußmenge wird durch

den Schütz 163 im Damm 164 sitzend bestimmt, welcher einen Speicher 165 bildet mit seinem Höchstspiegel 166. Im leeren Zustand mit Niedrigstpegel 167 dient dieser nur als Durchfluß eines Gewässers. Das Wasserrad 160 treibt über die Antriebswelle 168 ein ins Schnelle übersetzendes Stufengetriebe 169 einen daran angeordneten stufenlosen, selbstregelnden Drehzahlwandler 170 mit dem Generator 171 an. Zur Dämpfung von eventuell durch die Zelleinteilung des Rades verursachte Ungleichmäßigkeiten befindet sich auf der schnellaufenden Basis des Getriebes 169 eine Schwungmasse 172. Die Zuflußgeschwindigkeit bzw. die Eintrittsgeschwindigkeit im Wasserrad bestimmt im Maximalfall die Stauhöhe gemäß Pegel 166 im Minimalfall die Fließgeschwindigkeit des durch den Speicher fließenden Gerinnes. Im vorliegenden Beispiel sei der Geschwindigkeitsbereich 3 : 1 angenommen. Die Zuflußregelung durch Schütz 163 kann über die an Spindel 173 angreifende Stellmutter 174 oder manuell mittels Handrad 175 oder motorisch durch einen die Stellmutter umbauenden, hydraulischen Stellmotor 176 bewerkstelligt werden. Die Energie für den Servoantrieb liefert eine auf der variablen Wandlerseite des Getriebes 170 angeordnete Ölpumpe 177, deren Druckleitung 178 durch eine Drossel einrichtung 179 weiter durch Leitung 180 sowie eine Rücklaufleitung 181 zur Regel- und Steuereinrichtung 182 führt. Von dort gelangt das Druckmedium über die Leitungen 183 oder 184 zum Umschaltelement 185, welches bei manueller Betätigung des Schützes 163 einen wirkungslosen Umlauf des Druckmediums erlaubt. Die Regel- und Steuereinrichtung besteht im wesentlichen aus einem hydraulischen Schaltelement 186 für drei Betriebsstufen (Umlauf und zwei richtungsunterschiedliche Zu- und Abflüsse zum Stellmotor) und zwei gegenläufig wirkende Stellorgane 184 und 188. Stellorgan 184 ist als Druckzylinder ausgebildet mit den Kolben 189 deren angrenzende Druckräume 190, 192 über Leitungen 192 und 193 vor und nach der Drosselstelle 179 die Druckleitung 179 anzapfen. Die vom Kolben 189 auf das Schaltelement 186 ausgeübte Kraft ist der Druckdifferenz an der Drossel 179 direkt proportional. Stellorgan 188 ist ein Druckgehäuse mit einer Membrane 184 deren beidseitige, sie beaufschlagende Druckräume 185 und 186 über die Leitungen 197 und 198 zu einer zuflußgeschwindigkeitsmessenden Sonde 199, die als Pitotrohr ausgebildet ist, führen. Anstelle eines Pitotrohres kann zum Beispiel auch eine vom Zulauf durchströmte Meßblende oder ein in den Zulauf ragendes, kleines Flügelrad mit einer Ölpumpe, deren Förderstrom mit relativ niedrigem Druck eine Drosselstelle ähnlich der Einrichtung 179 durchströmt, zur Geschwindigkeitsmessung herangezogen werden. Auch können bei Speichern, deren Füllungsgrad bzw. Pegelhöhe alleine die Ausflußgeschwindigkeit bestimmt, mittels mechanischer oder hydrostatischer Meßwertaufnehmer ein zuflußgeschwindigkeitsaquates Signal der Regel- und Steuereinrichtung 182 zugeführt werden. An der Regel- und Steuereinrichtung 182 sind die aktiven Partien ihrer Stellorgane und die sie beaufschlagenden Drücke so aufeinander abgestimmt, daß die auf Kolben 189 einwirkende Druckdifferenz

$$\Delta p_{Dr} = f(Q_{Dr}^2) = f(n_{Rad}^2)_{160}$$

und  
Membrane 184



$$\Delta p_{Pi} = f\left(\frac{v^2 W_1}{2g}\right) = f(v_{Wasser}^2)$$

kräftemäßig bei einem vorgegebenen und einzuhalten-  
den Geschwindigkeitsverhältnis

$$v_{Rad}/v_{Zufluß} = 0,5$$

im Gleichgewicht stehen. Wird geschwindigkeitsbedingt  
das Kräftegleichgewicht gestört, gibt das Steuerorgan  
182 an den Stellantrieb 176 ein entsprechendes, korri-  
gierendes Stellkommando zur Änderung der Zulauf-  
menge bzw. Änderung der Radleitung und somit deren  
Geschwindigkeit.

Zu Fig. 8

Das Wasserrad 20 treibt über seinen Zahnkranz 202,  
den Winkeltrieb 203, das Übertragungselement 204, das  
Zahnradgetriebe 205, den sich auf konstante Abtriebs-  
drehzahl selbstregelnden stufenlosen Drehzahlwandler  
206, den elektrischen Generator 207 an. Über ein Schalt-  
element 208, z. B. in Form einer hydraulisch gesteuerten  
Schaltkupplung, kann noch eine weitere Arbeitsmaschi-  
ne, z. B. eine Pumpe 209, an den drehzahlgeregelten  
Treibpfad angekoppelt werden. Pos. 210 sei eine vorran-  
gig mit elektrischem Strom zu versorgende Verbrau-  
cheranlage. Das die Effektivität der Energieumsetzung  
am Wasserrad bestimmende Geschwindigkeitsverhält-  
nis wird einerseits aus dem Geschwindigkeitssensor 210  
im Zuflußgerinne 211 und andererseits dem Drehzahl-  
sensor 220 im Getriebe 206 gewonnen. Deren geschwin-  
digkeitsproportionalen Ausgangssignale in den darge-  
stellten Umsetzern 216, 219 wirken auf den Signalkno-  
tenpunkt bzw. Regler 222 ein, von dem aus ein Stell-  
oder Steuersignal auf ein Stellorgan 223 einwirkt. Dies-  
es betätigt nacheinander Schalt- oder Steuerelemente  
zum Zuschalten weiterer definierter Leistungsverbrau-  
cher. Zum Beispiel besteht 223 aus einem hydraulischen  
Schaltelement, welches den über einen von einer Pumpe  
227 im Getriebe 206 versorgten Servokreis zu einer  
hydraulisch betätigten Schaltkupplung 208 freigibt und  
die Pumpe 209 an- oder abkoppelt oder bzw. und über  
elektrische Schalter 225 und 226 weitere elektrische  
Verbraucher 228 und 229 an das Generatornetz schaltet.  
Die Abstimmung der Ausgangssignale der einander zu-  
geordneten Umsetzern 216—219 mit dem resultieren-  
den Ausgangssignal in 222, die Zuschaltunkte und die  
Leistung der zusätzlichen Verbraucher 228 und 229, die  
die Raddrehzahl bestimmt, wird vorteilhafterweise so  
gewählt, daß das Geschwindigkeitsverhältnis  $v_{Ra-}$   
 $dumf/v_{Wasser}$  ein für die Energieumsetzung optimales Ver-  
hältnis von  $0,5 \sim \pm 20\%$  beträgt. Als Drehzahlaufneh-  
mer 212 bzw. 220 und -umsetzer stehen zur Wahl:

für Zuflußgeschwindigkeit:

Pos. 213 Staurohr  $\Delta p = f(v^2)$

Pos. 214 Prallplatte  $s = f(F) = f(v)$

Pos. 215 Flügelraddrehzahlgeber  $U = f(v)$

für Drehzahl:

mit Pos. 216, 217 Ölpumpe mit drosselstreckenbedingter  
Druckdifferenz

$$\Delta p = f(q^2) = f(n^2)$$

mit Pos. 218 Fliehkraftregler  $s = f(n)$

mit Pos. 219 Drehzahlgeber  $U = f(n)$

Unter der Bedingung, daß bei unterschiedlichen Lei-  
stungsreserven des Gerinnes die Zuflußgeschwindigkeit

weitgehend konstant ist und nur die Wassermenge vari-  
iert, so daß die Füllung der Radkammern die Leistungs-  
unterschiede bewirken, kann ein konstantes Vergleichs-  
signal von einem Sollwertgeber 221 als wasserradge-  
schwindigkeitsbestimmende Sollwertvorgabe einge-  
setzt werden. In diesem Fall kann der Geschwindig-  
keitssensor 212 im Zufluß 211 eingespart werden.

Zu Fig. 9

Die Getriebekombination besteht im wesentlichen  
aus dem Getriebegehäuse 230 mit der darin bzw. daran  
angeordneten Kraftmaschine 231, dem Stufengetriebe  
232, der Stufenlosgetriebekomponente 233 mit dem  
Elektrogenerator 234 und darin angeordneter Hydro-  
pumpe 235. Der Generator 234 wird vorzugsweise über  
die Stufenlosgetriebekomponente 233 mittels einer  
nicht dargestellten Regel- und Verstellereinrichtung auf  
konstanter Drehzahl gehalten. Die Kraftmaschine wird  
durch eine Belastungsregelung auf einer, der Strö-  
mungsgeschwindigkeit des antreibenden Mediums zu-  
geordneten, leistungsoptimalen Drehzahl gehalten. Da-  
für weist sie außer dem Arbeitsturbinenläufer 236 noch  
einen, weitgehend Referenzaufgaben dienenden, die  
Strömungsgeschwindigkeit erfassenden Läufer 237 auf.  
Außer dieser Ausführungsform sind noch andere, z. B.  
davor angeordnete flügelradähnliche Ausführungen  
vorstellbar. Die Laufschaufelausbildung dieser Turbi-  
nenräder 236 und 237 ist so abgestimmt, daß bei Abwei-  
chung eines vorbestimmten Geschwindigkeitsverhält-  
nisses in einer Steuer- und Stelleinrichtung 238 ein Stell-  
signal ausgeübt wird. Diese Einrichtung 238 besteht vor-  
wiegend z. B. aus einer referenzläuferfesten Gewinde-  
spindel 239, mit welcher eine in einem Längsschlitze 240  
der Turbinenwelle 241 verschiebbaren Gewindekulis-  
se 242 in Eingriff steht und über einem aufgesetzten Über-  
trägerflansch 243 die Stellsignale auf ein Überträgerge-  
stänge bzw. -system 244 weitergeleitet wird. Im vorlie-  
genden Ausführungsfalle besteht das leistungsbestimm-  
te Regelorgan 245 aus einem Druckregler, der den  
Druck der Hydraulikpumpe 235 bestimmt.

Somit wird über diesen Leistungspfad die vom Elek-  
trogenerator 234 nicht voll genutzte anfallende An-  
triebsenergie in Form von Wärme erfaßt. Diese wird in  
einen Wärmetauscher 246 vom Primärsystem 247 an ein  
Sekundärsystem 248, welches beliebige Verbraucher  
249 — bevorzugt Wärmeverbraucher des Haushaltes —  
weitergegeben.

Mit vorliegender Kleinkraftwerkskonzeption lassen  
sich anfallende regenerative Energien effizient erfassen  
und ausnutzen, wobei vorrangig die Versorgung mit  
"sauberer" (frequenztreuer) Elektrizität sichergestellt  
und die diesbezüglich überschüssige Energie in Form  
von Wärme nützlich erfaßt wird. Vorteilhaft ist ferner,  
daß der drehzahlgeregelte Kraftpfad (für eine ohnehin  
begrenzte Grundlast) relativ klein und somit kostengün-  
stig ausgebildet werden kann, während die Energiespit-  
zen durch die robuste Hydropumpe 235 verarbeitet  
werden. Dieses Lösungskonzept steigert daher auch die  
Betriebssicherheit und Lebensdauer solcher Anlagen. Je  
nach Relation von Energieangebot und Bedarfsanteil  
elektrischer Energie kann es vorteilhaft sein, ähnlich  
Fig. 10, eine Vorrang- bzw. Abschalteneinrichtung für ver-  
schiedene elektrische Verbraucherkreise auszuführen,  
die ebenfalls von der Steuereinrichtung 238 gesteuert  
werden.

Zu Fig. 10

Vorliegende Kleinkraftwerkskonzeption entspricht im wesentlichen Fig. 9. Während vorstehendes Konzept weitgehend dahingehend ausgerichtet ist, alle anfallende Energie, z. B. in Laufwassern zu erfassen und auszunutzen, dient vorliegende Abwandlung der dosierten, verbrauchsorientierten Entnahme von Energie bevorzugt aus Speichieranlagen. Dafür wird bei leistungsoptimalem Drehzahl-Zuflußgeschwindigkeitsverhältnis über eine Zuflußmengenreguliereinrichtung 250, 251, 238, die Leistungszufuhr zur Kraftmaschine 231 gesteuert.

Die Leistungsregelung der Arbeitsmaschine 231 erfolgt verbraucherabhängig z. B. durch einen Thermostaten 252, der auf ein Druckregelventil 253 einwirkt, welches den Druck der Pumpe bestimmt. Zur Sicherstellung, daß die Energieverbraucher die Leistungsfähigkeit der Kraftmaschine 231 bei effektiver Umsetzung nicht überfordern, kann eine Einrichtung 254 angeordnet sein, die vor Erreichen eines Maximalleistungspunktes der Kraftmaschine zweitrangige Verbraucherkreise, z. B. 255, wegschaltet.

Zu Fig. 11

Am oder im Stufengetriebe 260 integriert befinden sich die Kraftmaschine 261, die Hydropumpe 262, der Elektrogenerator 263. Die Drehzahlregelung aller verbundenen Kraft- und Arbeitsmaschinen 261, 262, 263 erfolgt durch eine Belastungsregelung der Kraftmaschine 261. Dabei setzt sich die Gesamtbelastung der Kraftmaschine 261 aus der vom Verbraucher 267 bestimmten Belastung des Generators 263 und der geregelten Belastung der Hydropumpe 262 deren Leistung in Form von Wärme an den Wärmetauscher 246 übertragen wird, zusammen. Die Leistungsregelung der Arbeitsmaschine 262 erfolgt durch deren variable Druckbeaufschlagung durch das Druckregelorgan 264, welches wiederum von einem Drehzahlsensor, z. B. in Form eines Fliehkraftreglers 265 gesteuert wird. Parallel in dieser Regelstrecke ist eine Vorrangsschalteinrichtung 266 für verschiedene elektrische Verbraucherkreise 268, 269 angeordnet, womit bei geringem Leistungsangebot die Versorgung eines vorrangig elektrischen Versorgungskreises sichergestellt wird.

Der Vorzug und Vorteil dieser Kleinkraftwerkskonzeption liegt in der einfachen Ausführung einer Drehzahlregelung und dem Einsatz spitzenbelastungsproblematischer Komponenten für autarke Netzversorgungsanlagen (Inselbetrieb).

Zu Fig. 12

Am bzw. im Getriebegehäuse 270 integriert sind die Kraftmaschinen 271 und die Stufenlosgetriebekomponente 272, deren Abtriebsbasis über einen Kegeltrieb 274, 273 und der Welle 275 eine externe Arbeitsmaschine oder alternativ eine zugeordnete bzw. integrierte Arbeitsmaschine 276 antreibt. Die Kraftmaschine 271 weist den Arbeitsrotor 277 und Referenzrotor 278 auf, deren funktionelles Zusammenspiel, welches sich in einem Regelsignal 279 auswirkt, unter Fig. 9 beschrieben ist. Die leistungsoptimierende Kraftmaschinendrehzahlregelung erfolgt dadurch, daß bei Abweichung einer vorbestimmten Stellgröße bzw. Position 279 die Stufenlosgetriebekomponente 272 in ihrer Übersetzung in einer Weise durch das hydraulische Steuerelement 280 so ver-

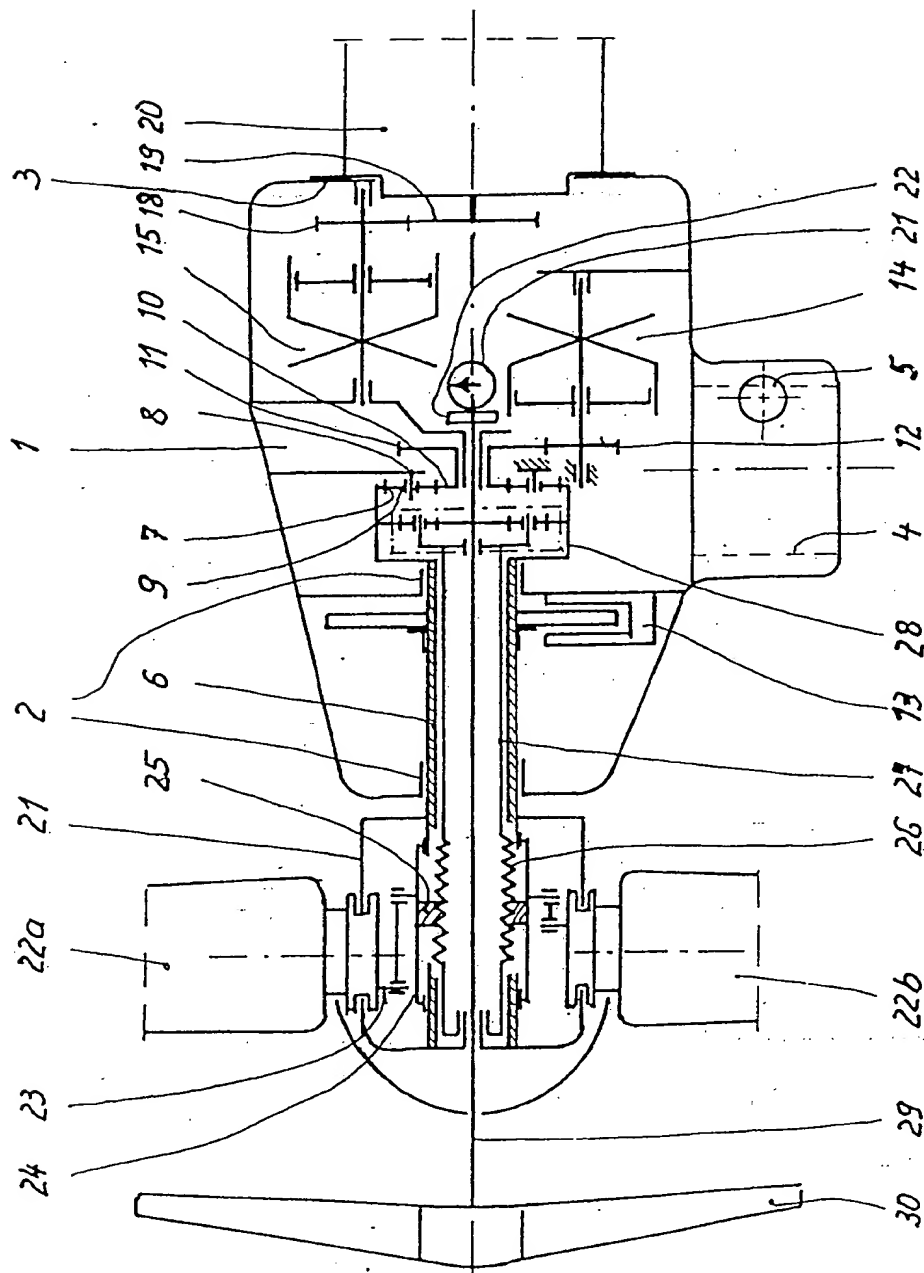
ändert wird, daß bei einer durch den Verbraucher eingepprägten Belastung an den Arbeitsmaschinen 275, die Kraftmaschine 271 leistungsmäßig so beaufschlagt wird, daß sie in einem vorbestimmten, entsprechend ihres Kennfeldes leistungsoptimalen Drehzahlniveau betrieben wird.

Zum Einsatz vorliegender Getriebekonzeption in einer Windkraftanlage erfolgt die Steuerung und Betätigung einer obligaten Haltebremse 281 durch einen, mittels einer im wesentlichen windgeschwindigkeitsproportional vom Referenzrotor 278 angetriebenen Hydraulikpumpe 282 vorsorgten Hydraulikkreis. Dabei wird über hydr. Steuerelement 283 die Bremseneinrichtung 284 sowohl gelüftet als auch geschlossen. Das Stellkommando dazu liefert der Differenzdruck der Drosselstelle 285, der auf die Stelleinrichtung 287 des Steuerelementes 283 einwirkt. Drosselstelle 285 und die Federkraft der Steuereinrichtung 287 sind so abgestimmt und die Funktion des Steuerelementes so geartet, daß sowohl unter als auch über einer vorbestimmten Windgeschwindigkeit und somit Förderleistung der Pumpe 282 die Haltebremse 281/284 aktiv wird. Dadurch ist eine einfache, sichere, autarke Betriebsweise sichergestellt.

Mit vorliegender Kraftwerksgetriebekonzeption lassen sich regenerative Energien vorrangig zu Förderzwecken (Pumpenantrieb) effizient nutzen.

3714859

Fig 1



Nummer:  
Int. Cl.4:  
Anmeldetag:  
Offenlegungstag:

37 14 859  
F 03 D 9/00  
5. Mai 1987  
24. November 1988

Fig. 28

28

3714859

Fig 2

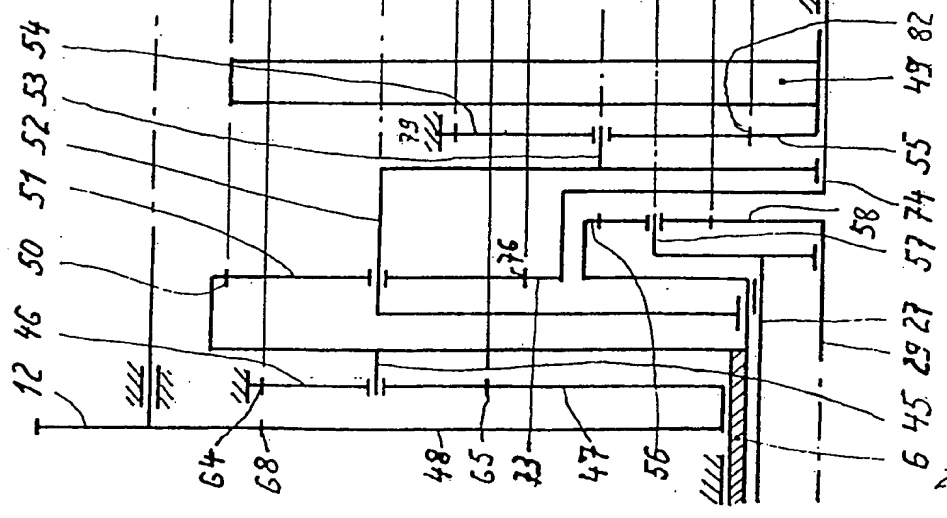


Fig 3

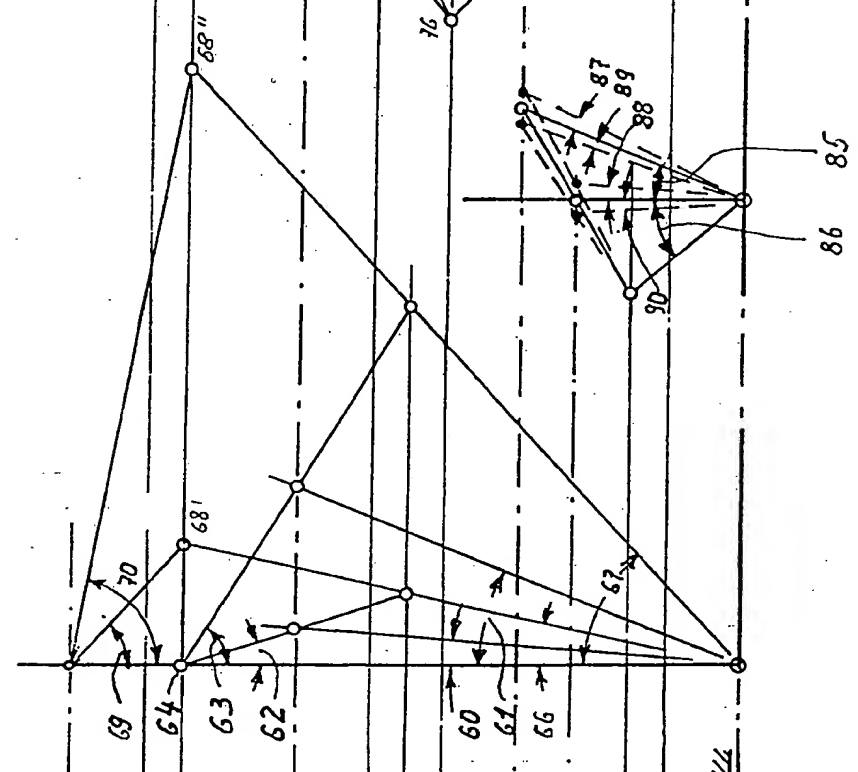


Fig 4

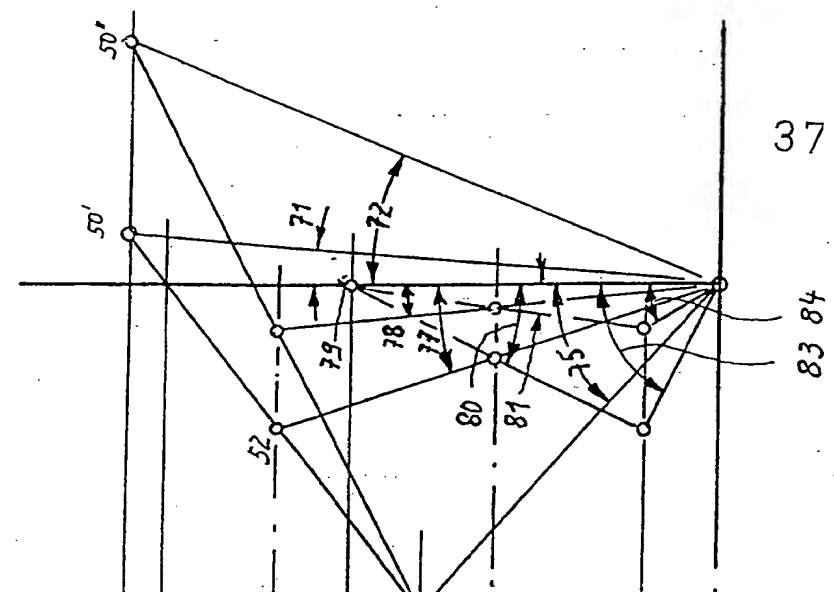
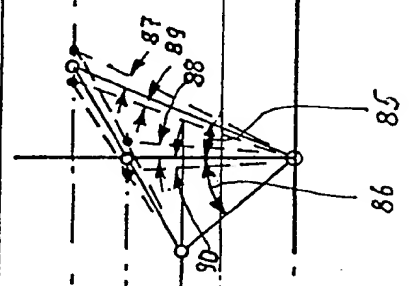
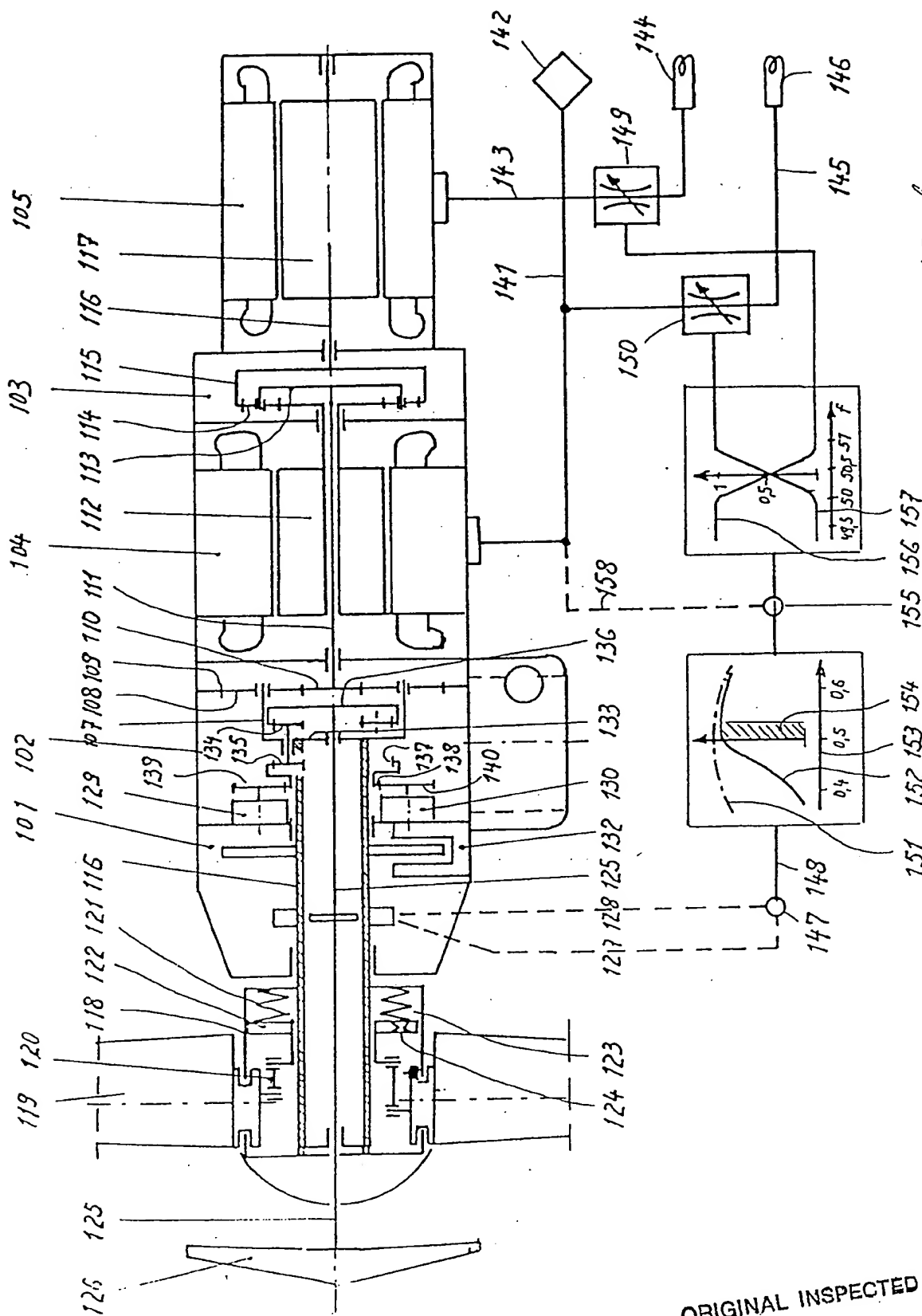


Fig 5



28.6.86

Fig. 6



NACHGEREICHT

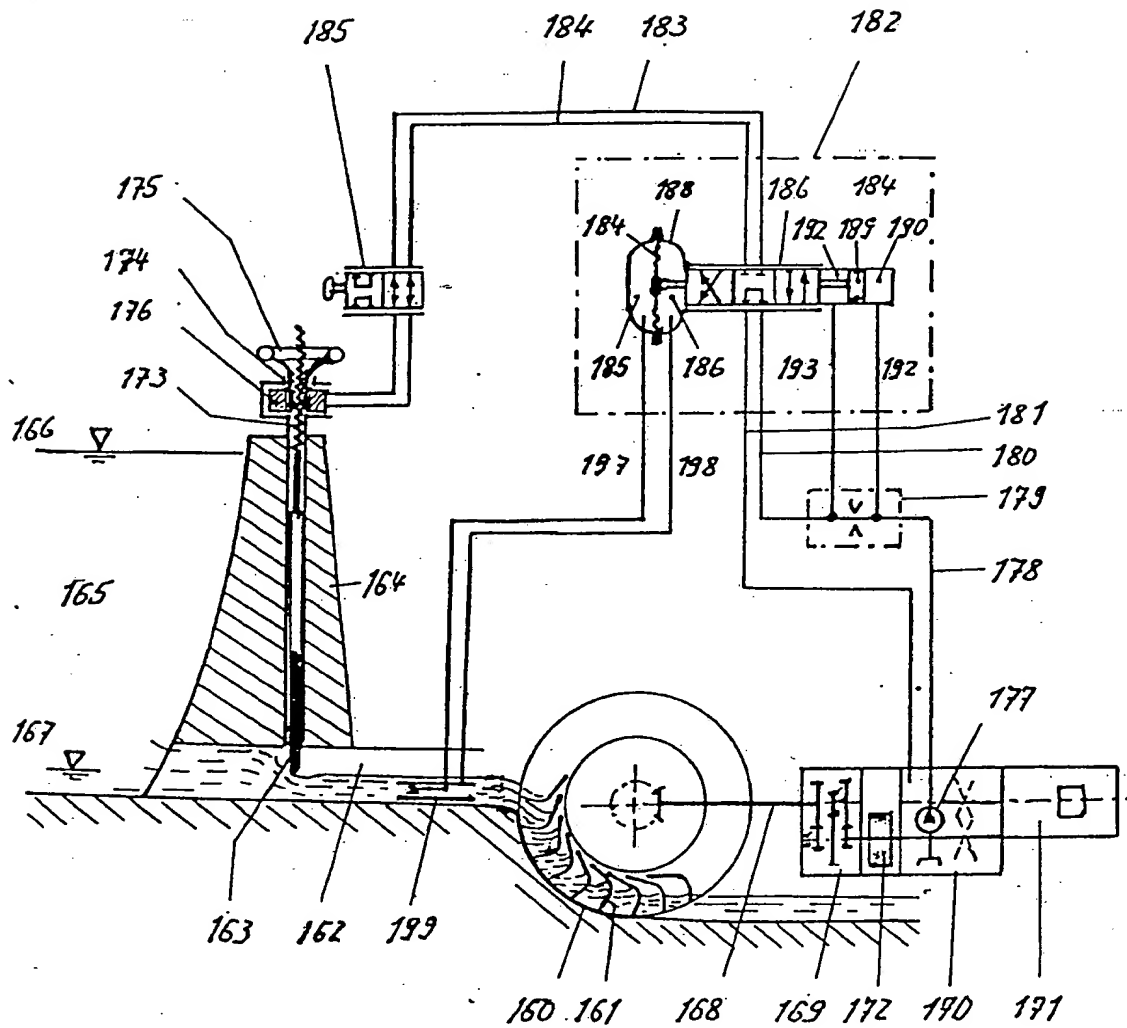
3714859

6.7.8. f.u.

ORIGINAL INSPECTED

3714859

Fig 7

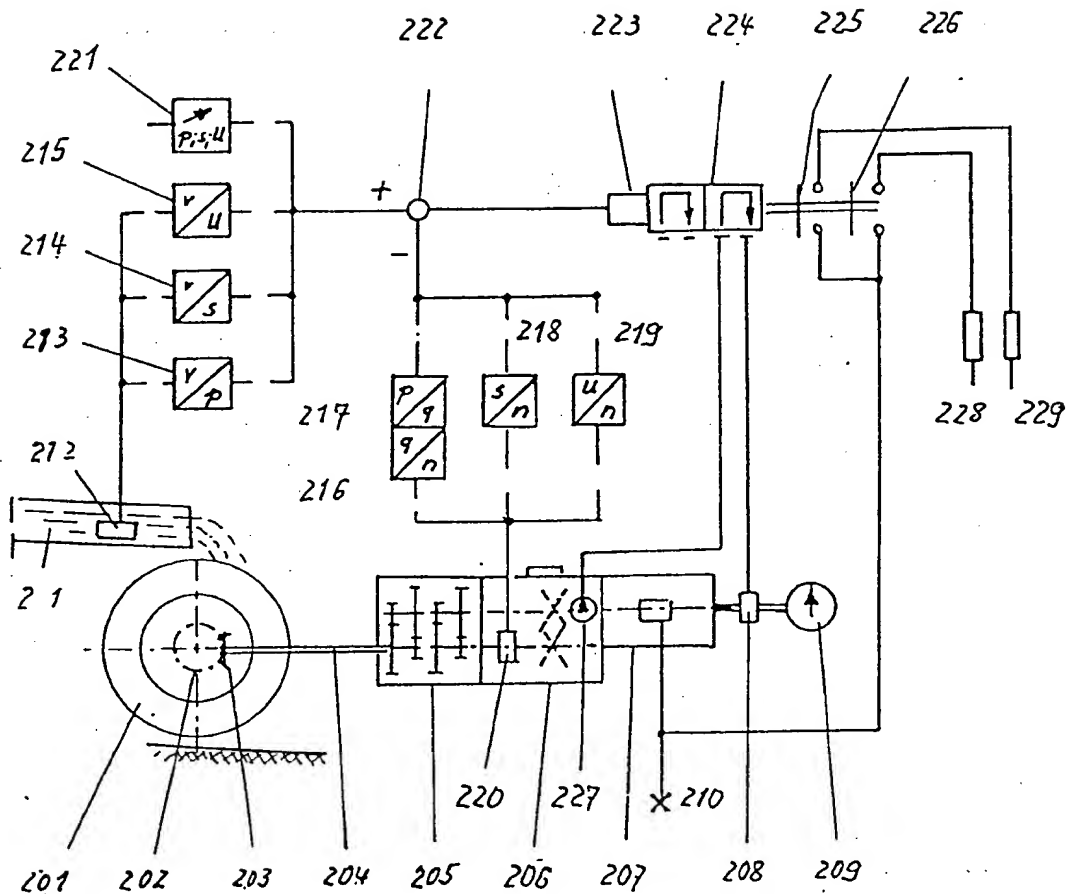


E. T. B. /

ORIGINAL INSPECTED

3714859

Fig. 8



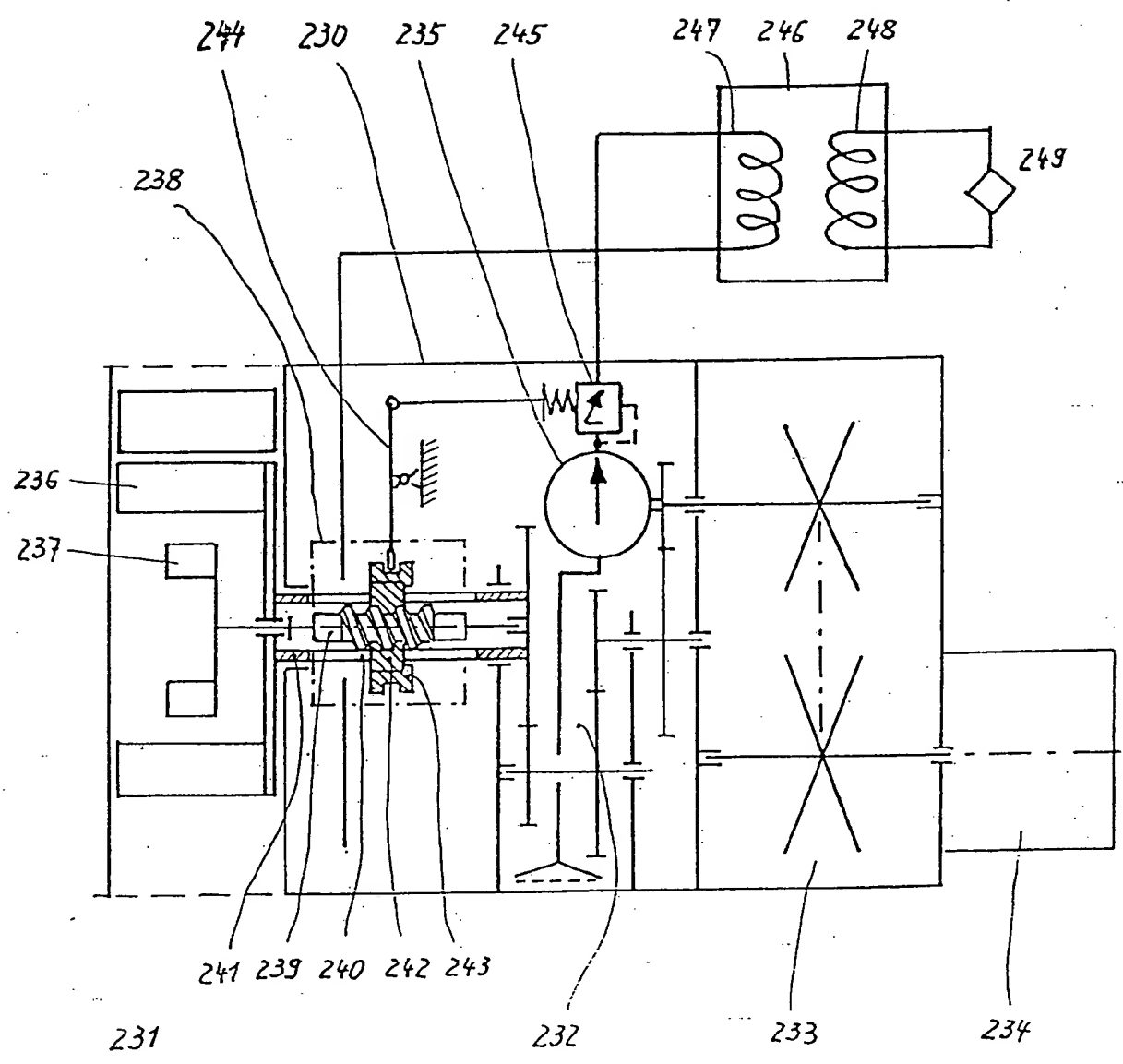
*J.S. 81*

ORIGINAL INSPECTED

NACHGEPRÜFT

3714859

Fig 9



ORIGINAL INSPECTED

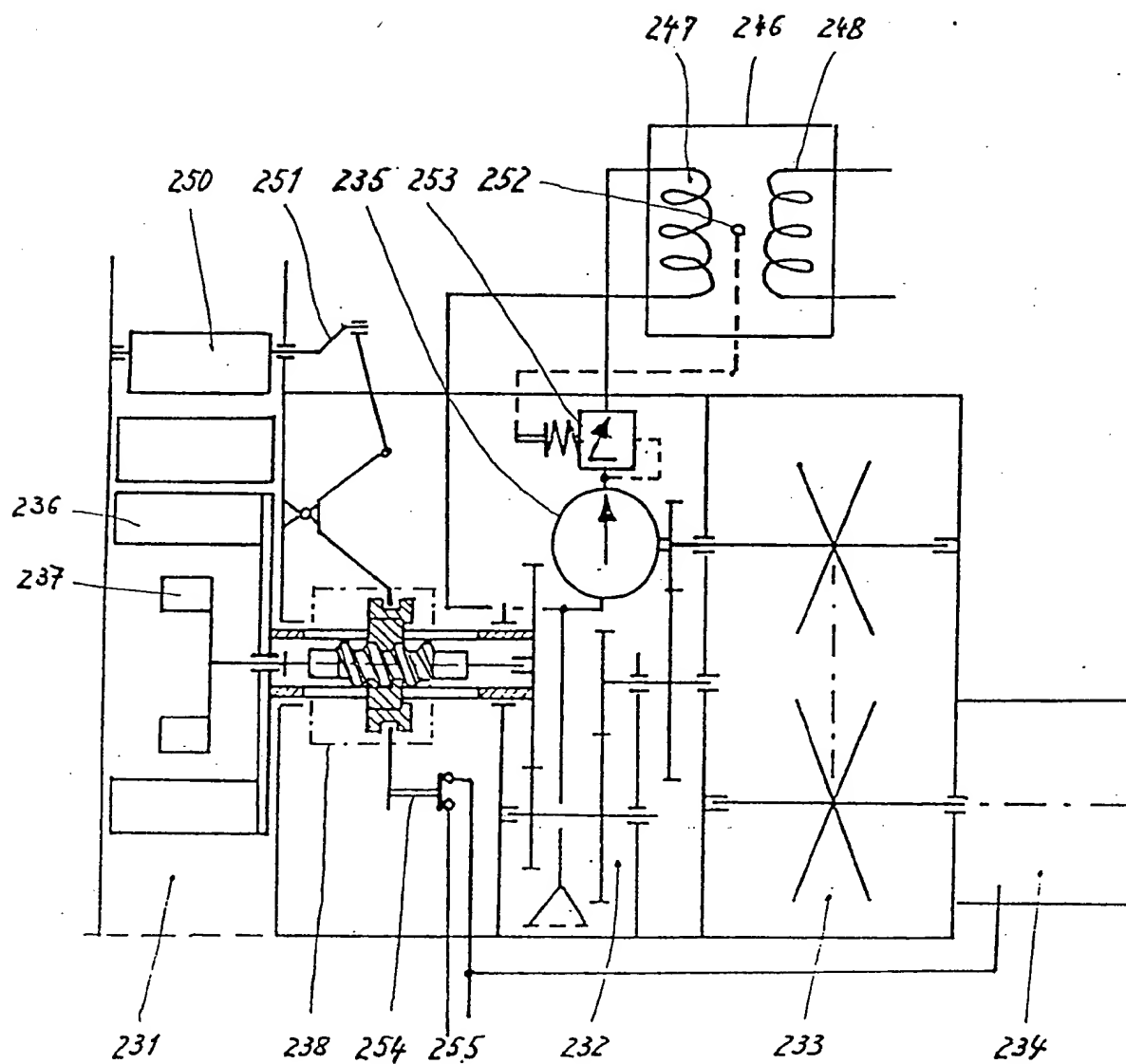


354

NACHGEPRÜFT

3714859

Fig. 10.

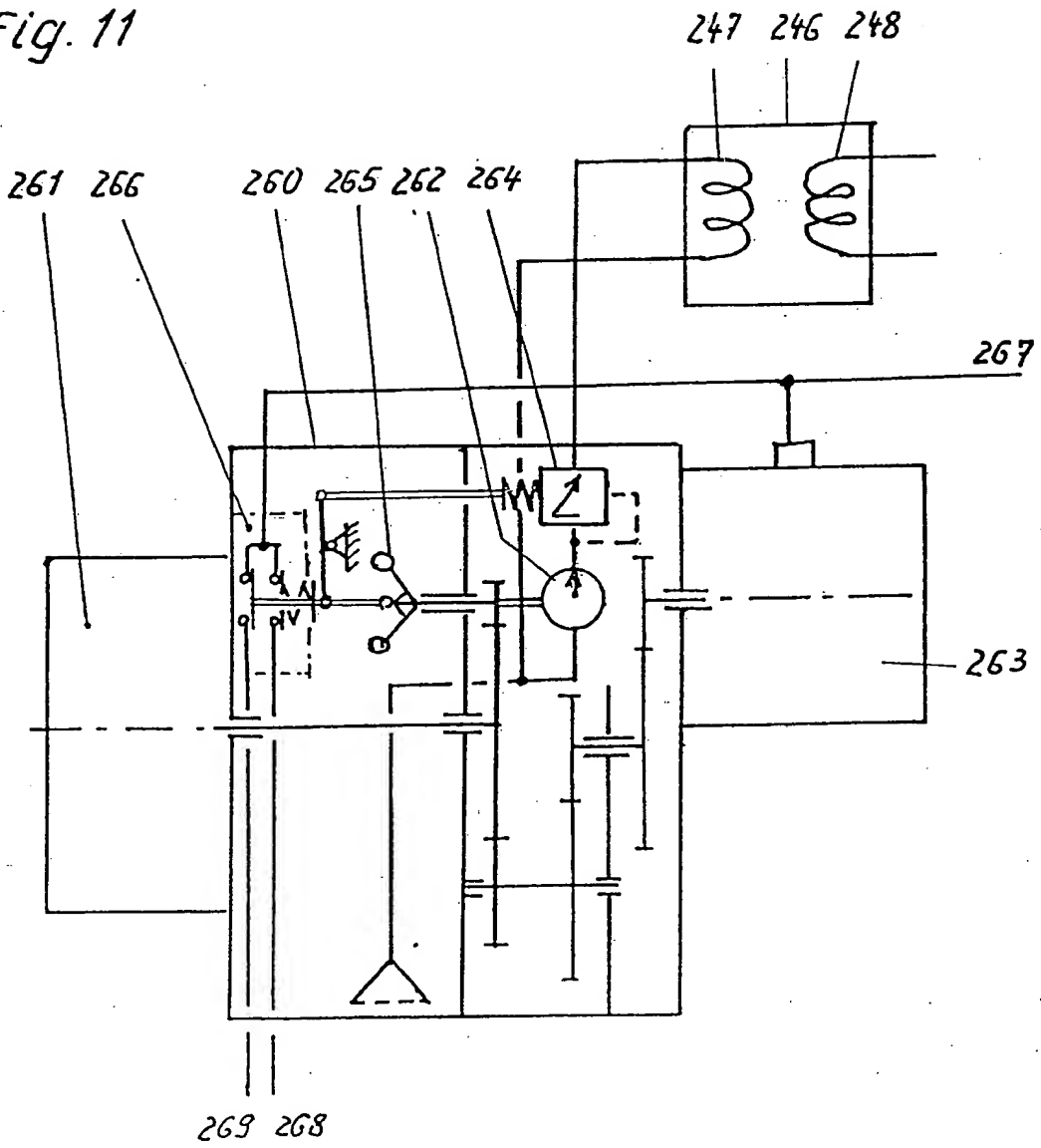


ORIGINAL INSPECTED

NAUGHERS

3714859

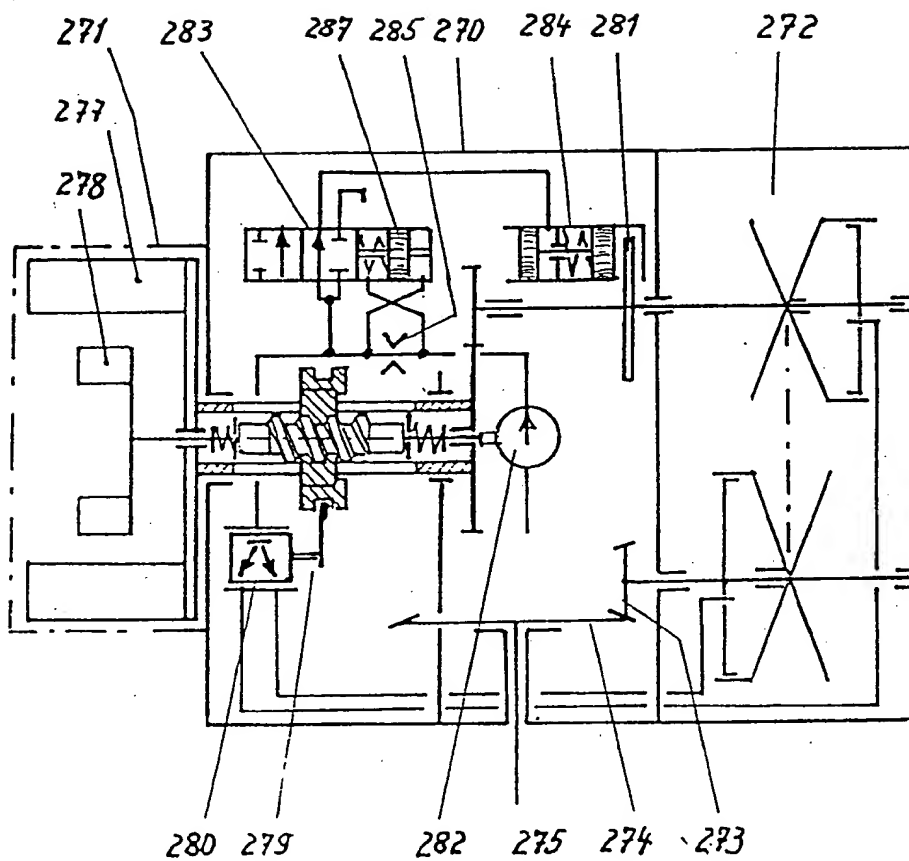
Fig. 11



ORIGINAL INSPECTED

3714859

Fig. 12



ORIGINAL INSPECTED